Transports Canada
Développement

Transport Canada
Development

TP 6838F

Critères de résistance aux glaces des tuyères d'hélice

Rapport sommaire

Préparé pour le
Centre de développement
des transports
Transports Canada

par
Canadian Marine Drilling Ltd.

JUILLET 1985

CA1
DTC 849
85
S77SZ
c.2

Canada

88-00279/

TP 6838F

CRITÈRES DE RÉSISTANCE AUX GLACES DES TUYÈRES D'HÉLICE

APR 20 1987

par

V. Laskow
C. Revill

Canadian Marine Drilling Ltd.

Juillet 1985

Les opinions et les vues exprimées dans ce rapport sont celles du contractant et ne reflètent pas nécessairement celles du Centre de développement des transports, Transports Canada.

Also available in English under the title: "Study of Strength Requirements for Nozzles for Ice Transiting Ships", TP 6838E.

ÉQUIPE DE RECHERCHE

L'équipe de recherche mise sur pied était composée de:

MM.	S. Chan	
	A.C. Churcher	
	J. Ciring	
	G. Davis	
	G.A. Ghoneim	(Ghoneim Engineering Ltd.)
	J. Cruzling	(Nautican Research and Development)
	B.M. Johansson	
	A.J. Keinonen	
	V. Laskow	(Arctic Research and Development)
	C. Revill	
	G. Tadros	(Speco Engineering Ltd.)
	K. Toufee	

et du personnel de soutien.

Transports Canada / Transport Canada
Développement / Development

FORMULE DOCUMENTAIRE DU RAPPORT

1. N° du rapport Transports Canada	2. N° de l'étude — CDT	3. N° de catalogue du destinataire
TP 6838F	6080	

4. Titre et sous-titre	5. Date du rapport
Critères de résistance aux glaces des tuyères d'hélice	Juillet 1985
	6. N° du rapport de l'organisme exécutant

7. Auteur(s)	8. N° de dossier Transports Canada
V. Laskow, C. Revill	D 1460-156-5

9. Nom et adresse de l'organisme exécutant	10. N° de dossier — ASC
Canadian Marine Drilling Limited P.O. Box 200 Calgary, Alberta T2P 2H8	11SD T8200-3-3545
	11. N° de contrat — ASC ou Transports Canada 0SD83-00197

12. Nom et adresse de l'organisme parrain	13. Genre de rapport et période visée
Centre de développement des transports (CDT) Complexe Guy Favreau, 200 o., boul. Dorchester Suite 601, tour ouest Montréal, Québec H2Z 1X4	Sommaire
	14. Code de l'organisme parrain

15. Remarques additionnelles	16. Agent de projet — CDT
Sommaire de "Study of Strength Requirements for Nozzles for Ice Transiting Ships", TP 6837E, juillet 1985.	I.M. Bayly

17. Résumé

L'objectif de ce programme était de définir et d'approfondir les facteurs et les critères de calcul concernant la résistance à donner aux tuyères protégeant les hélices des navires naviguant dans les glaces, et d'établir des équations d'application générale visant à faciliter les fonctions de calcul et de réglementation.

L'objectif principal de la présente recherche a été la formulation d'un modèle tenant compte des régimes de charge s'exerçant dans les trois axes d'une structure annulaire. Les moments de flexion et de torsion, les efforts de cisaillement et les forces tangentielles, ainsi que les déformations correspondantes ont été calculés. En outre, les réactions dans le carlingage ainsi que l'effet de la répartition des charges ont été déterminés. Enfin, l'applicabilité du modèle formulé à une structure tridimensionnelle a été confirmée par la méthode des éléments finis.

Le rapport termine par des suggestions concernant les critères de réglementation et en préconisant un programme d'essais en vraie grandeur.

18. Mots-clés	19. Diffusion
Brise-glace, navires, hélices, tuyères, résistance, navigation dans les glaces.	Le Centre de développement des transports dispose d'un nombre limité d'exemplaires.

20. Classification de sécurité (de ce rapport)	21. Classification de sécurité (de cette page)	22. Nombre de pages	23. Prix
non classifié	non classifiée	39	-

CDT/TDC 79-005
Rev 86

Canada

Transport Canada / Transports Canada

Development / Développement

REPORT DOCUMENTATION FORM

1. Transport Canada Report No.	2. TDC Project No.	3. Recipient's Catalogue No.
TP 6838F	6080	

4. Title and Subtitle	5. Report Date
Critères de résistance aux glaces des tuyères d'hélice	July 1985
	6. Performing Organization Report No.

7. Author(s)	8. Transport Canada File No.
V. Laskow, C. Revill	D 1460-156-5

9. Performing Organization Name and Address	10. DSS File No.
Canadian Marine Drilling Limited P.O. Box 200 Calgary, Alberta T2P 2H8	11SD-T8200-3-3545
	11. DSS or Transport Canada Contract No.
	OSD83-00197

12. Sponsoring Agency Name and Address	13. Type of Report and Period Covered
Transportation Development Centre (TDC) Guy Favreau Complex, 200 Dorchester Blvd. West Suite 601, West Tower Montreal, Quebec H2Z 1X4	Summary
	14. Sponsoring Agency Code

15. Supplementary Notes	16. TDC Project Officer
Summary of "Study of Strength Requirements for Nozzles for Ice Transiting Ships", TP 6837E, July 1985.	I.M. Bayly

17. Abstract

The objective of the project was to define and study in detail the factors and design criteria affecting ice-going propeller nozzle strength requirements and to formulate general analytical expressions which, when calibrated, could be used for design and regulatory purposes.

The major effort in the study of nozzle strength was the development of an analytical model. Bottom, side and axial loading cases were investigated for a ring structure. Bending and torsional moments, shear and tangential forces and deflections were calculated around the ring. In addition the foundation reactions and the effect of load spread were determined. The applicability of these results to a three-dimensional case was confirmed by finite element modelling.

The study concluded by suggesting requirements for regulatory body consideration and by proposing a full-scale test program.

18. Key Words	19. Distribution Statement
Ship, icebreaker, propeller, nozzle, strength, ice navigation.	A limited number of copies are available from Transportation Development Centre.

20. Security Classification (of this report)	21. Security Classification (of this page)	22. No. of Pages	23. Price
Unclassified	Unclassified	39	-

TDC/CDT 79-005
Rev 88

Canada

REMERCIEMENTS

Les auteurs désirent exprimer leurs remerciements à M. Ian Bayly pour sa patience, son appui et ses critiques constructives et sans qui ce travail n'aurait pu être mené à bien.

Ils remercient en outre M. M. Luce de la Canarctic Ltd. pour sa précieuse collaboration.

TABLE DES MATIÈRES

1.	OBJET DE L'ÉTUDE	1
2.	MÉTHODE	2
3.	TOUR D'HORIZON DE LA TECHNOLOGIE	3
4.	GAMME DES CAS DE DIMENSIONNEMENT ÉTUDIÉS	5
5.	CONSIDÉRATIONS SUR LA FORME, L'EMPLACEMENT ET LA FIXATION DES TUYÈRES	7
6.	CARACTÉRISTIQUES DES GLACES	10
7.	CAS D'INTERACTION POSSIBLES	11
8.	MODÈLE ANALYTIQUE	13
9.	MÉTHODE DES ÉLÉMENTS FINIS	17
10.	CRITÈRES DE DIMENSIONNEMENT SUGGÉRÉS AUX POUVOIRS RÉGLEMENTAIRES	20
11.	PRÉPARATIONS POUR LE CALAGE DU MODÈLE ANALYTIQUE PAR DES ESSAIS EN GRANDEUR RÉELLE	24
12.	CALCUL DES STRUCTURES ASSISTÉ PAR ORDINATEUR	25
13.	CONCLUSIONS	26
14.	RECOMMANDATIONS	28

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1	Caractéristiques des tuyères de certains navires connus	4
Tableau 2	Principales propriétés géométriques et caractéristiques des tuyères prises en compte	6

LISTE DES FIGURES

Figure 1	Schéma d'une tuyère	8
Figure 2	Mode de jonction à la coque	9
Figure 3	Cas d'interaction possibles	12
Figure 4	Résistance des tuyères en fonction du diamètre	16
Figure 5	Échantillonnages pris en compte lors de l'étude par la méthode des éléments finis	18
Figure 6	Distribution comparative des moments fléchissants: modèle analytique et éléments finis	19
Figure 7	Calcul de la résistance d'ensemble et locale	23

1. OBJET DE L'ÉTUDE

"Définir et approfondir les facteurs et les critères de calcul concernant la résistance à donner aux tuyères qui protégent les hélices des navires naviguant dans les glaces et établir des équations analytiques d'application générale visant à faciliter les fonctions de calcul et de réglementation."

2. MÉTHODE

Avant l'étude des critères de résistance proprement dits, une recherche a été lancée dans divers secteurs visant à déterminer les paramètres devant être pris en compte, notamment ceux relatifs au diamètre des tuyères et à la puissance de propulsion. Une fois cette recherche terminée, on a procédé aux calculs de résistance, faisant appel à des méthodes analytiques et à celle des éléments finis. Les résultats obtenus grâce à cette recherche ont été pris en compte dans la formulation des recommandations.

Le rapport qui suit récapitule les travaux de recherche effectués.

3. TOUR D'HORIZON DE LA TECHNOLOGIE

La recherche documentaire n'a décelé qu'un petit nombre de documents traitant de la résistance des tuyères aux charges hydrodynamiques. Seul le Lloyd's Register of Shipping établit des lignes directrices relatives aux tuyères équipant des navires de faible puissance. Pourtant, le nombre de navires brise-glace équipés de dispositifs de protection des hélices ne cesse d'augmenter, 12 de ceux-ci ayant été recensés dans les eaux arctiques du Canada. Le tableau 1 donne certains détails concernant les navires ayant fait l'objet de la présente étude. Les navires ayant les plus grosses tuyères sont le N.M. Arctic (5,4 m et 14 400 hp de puissance à l'arbre) et le N.M. Canmar Kigoriak (5,33 et 16 400, respectivement). Grâce à la présente étude, il a été calculé que la tuyère du Canmar Kigoriak peut résister à des charges radiales de 1 400 tonnes métriques avant que la limite d'élasticité ne soit atteinte.

Tableau 1
Caractéristiques des tuyères de certains navires connus

Navire	Déplacement (tonnes)	Puissance à l'arbre (Hp)	Diamètre de tuyère (m)	Épaisseur du bordé (cm)	Nombre d'âmes annulaires	Module de résistance (cm^3)	Résistance max. calculée (tonnes)	Cote arctique
Kigoriak	7 000	16 400	5,33	3,5	3	49 320	1 427	3
Robert LeMeur	5 000	4 500	3,03	2,5	3	13 125	1 000	3
Fournisseur 1 et 2	2 300	3 500	2,8	1,27	3	8 757	387	2
Fournisseur 7	1 774	2 500	2,6	1,25	4	6 613	189	2
N.M. Arctic	36 000	14 400	5,4	2,5	2	24 713	350	2

4. GAMME DES CAS DE DIMENSIONNEMENT ÉTUDIÉS

Pour étudier toute la gamme des cas de dimensionnement actuels et prévisibles, la recherche a porté sur des tuyères de 2, 4, 6 et 8 m de diamètre, la valeur de 8 m ayant été retenue dans le cas d'un pétrolier brise-glace à deux hélices, développant 100 000 hp au total et déplaçant 300 000 tonnes. Le tableau 2 donne les principales caractéristiques de chaque tuyère étudiée. Partant de la pratique actuelle, on peut affirmer que le rapport entre puissance propulsive et aire du disque d'une hélice protégée s'établit comme suit:

Aire du disque $\approx$ (HP)0,88/232, l'aire étant exprimée en m^2, ou
Aire du disque $\approx$ (kW)0,88/177, la puissance étant exprimée en kW.

Tableau 2
Principales propriétés géométriques et caractéristiques des tuyères prises en compte

Tuyère	Déplacement (tonnes)	Nombre d'hélices	Puissance propulsive par hélice	Diamètre d'hélice (m)	Matériau de tuyère	Longueur du profil (cm)	Epaisseur du profil (cm)	Epaisseur du bordé (cm)	Nombre d'âmes	Epaisseur de l'âme (cm)	Espacement des longitudinales (cm)	Aire X-X (cm²)	Aire Y-Y (cm²)	Aire totale (cm²)	Module de résistance X-X (cm³)	Module de résistance Z-Z (cm³)
1A	2 000	2	2 000	2	EH36	100	20	2,5	4	2,5	30	200	500	700	5 666	15 000
1B	2 000	2	2 000	2	EH36	108	25	2,5	4	2,5	30	250	540	790	7 791	18 720
1C	2 000	2	2 000	2	EH36	116	30	2,5	4	2,5	30	300	580	880	10 200	22 813
2A	10 000	2	8 000	4	EH36	200	40	2,5	4	2,5	30	400	1 000	1 400	22 666	60 000
2B	10 000	2	8 000	4	EH36	216	50	2,5	4	2,5	30	500	1 080	1 580	31 166	74 880
2C	10 000	2	8 000	4	EH36	232	60	2,5	4	2,5	30	600	1 160	1 760	40 800	91 253
3A	30 000	2	20 000	6	EH36	300	60	3,6	4	3,6	30	864	2 160	3 024	73 440	194 400
3B	30 000	2	20 000	6	EH36	324	75	3,6	4	3,6	30	1 080	2 333	3 413	100 980	242 611
3C	30 000	2	20 000	6	EH36	348	90	3,6	4	3,6	30	1 296	2 506	3 802	132 192	295 660
4A	300 000	2	50 000	8	EH36	400	80	4,2	5	4,2	30	1 680	3 360	5 040	156 800	393 000
4B	300 000	2	50 000	8	EH36	432	100	4,2	5	4,2	30	2 100	3 629	5 729	216 440	488 073
4C	300 000	2	50 000	8	EH36	464	120	4,2	5	4,2	30	2 520	3 898	6 418	284 256	593 734

Remarques :

1. Aire X-X est l'aire de cisaillement efficace des membrures verticales de la section annulaire.
2. Aire Y-Y est l'aire de cisaillement efficace des membrures horizontales de la section annulaire.
3. Le nombre d'âmes comprend les renforts des bords d'attaque et de fuite.
4. Le module X-X est le module de résistance par rapport à l'axe longitudinal de la section annulaire.
5. Le module Z-Z est le module de résistance par rapport à l'axe vertical de la section annulaire.
6. Les valeurs correspondent à celles d'un profil simplifié de forme rectangulaire.

5. CONSIDÉRATIONS SUR LA FORME, L'EMPLACEMENT ET LA FIXATION DES TUYÈRES

Une tuyère est un anneau fait d'éléments à profil hydrodynamique; la plupart des tuyères ont les caractéristiques principales suivantes:

Rapport longueur/diamètre	entre 0,5 et 0,8
Rapport épaisseur/longueur	entre 0,07 et 0,19
Angle à l'entrée de la tuyère	(αi) entre 10,2° et 15,2°
Cambrure (f/l)	entre 0,03 et 0,07

Les tuyères les plus couramment utilisées sont les NSMB 19A et 37 dont les caractéristiques géométriques ont été simplifiées.

Une tuyère est faite:

- d'un bordé intérieur et extérieur et des raidisseurs correspondants
- d'âmes annulaires
- d'entretoises
- d'une fondation supérieure et inférieure
- d'un renfort sur les bords d'attaque et de fuite (tubes circulaires)

Ces détails sont illustrés à la figure 1.

La formule suivante sert à déterminer la limite supérieure du module de résistance Z propre aux tuyères existantes:

$$Z\ (cm^3) \cong 1\,000 \times D^{2,35}$$

L'angle de fondation supérieur Θ (demi-angle de fixation de la tuyère à sa partie supérieure) varie entre 8,5° et 90° dans le cas de l'Arctic et du Robert LeMeur, respectivement. Les différents modes de fixation possibles sont illustrés à la figure 2.

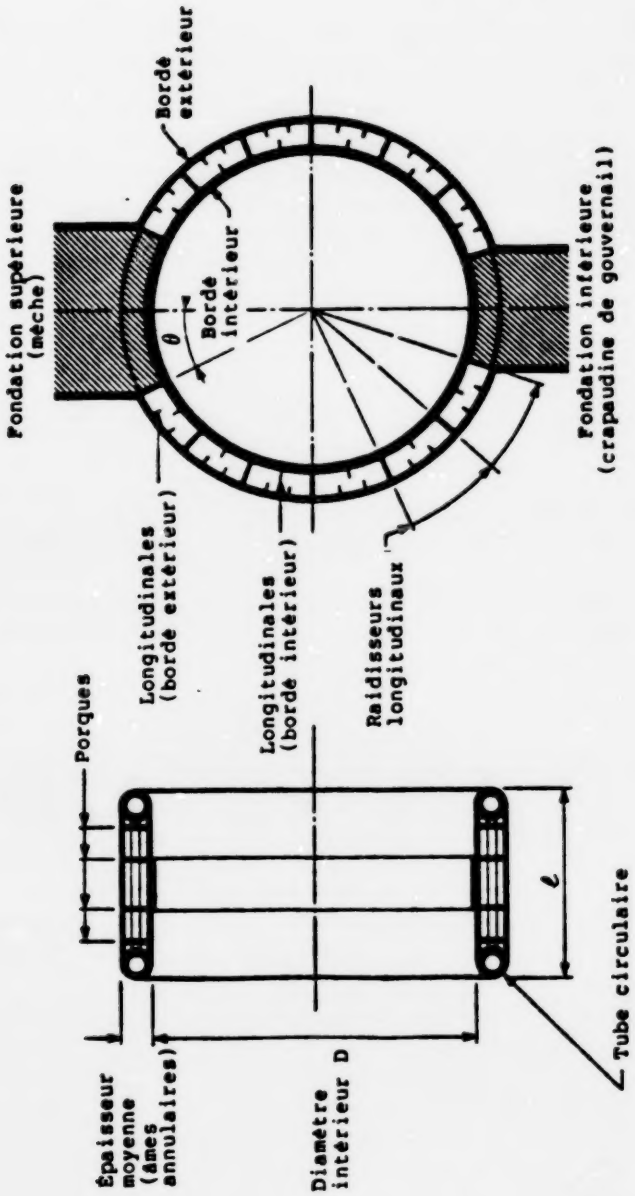
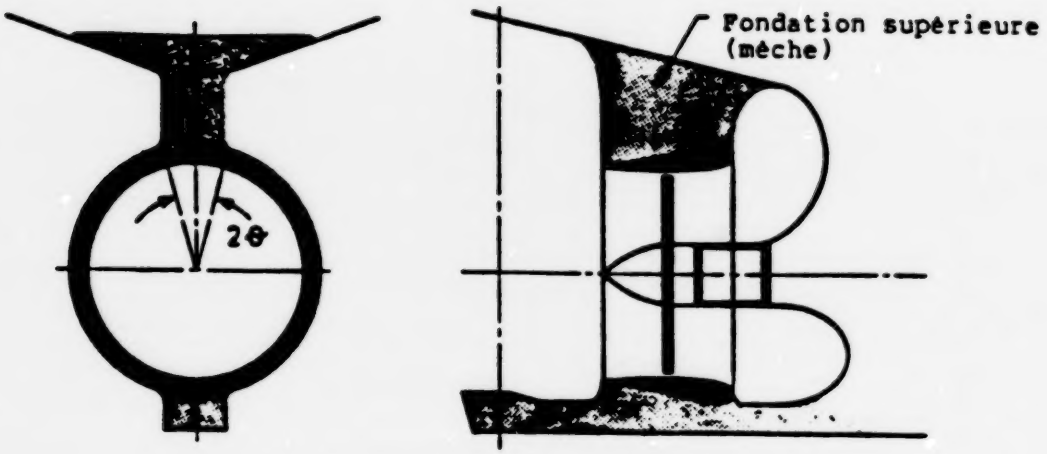


Figure 1 Schéma d'une tuyère



Emplacement central, ou axial, libre

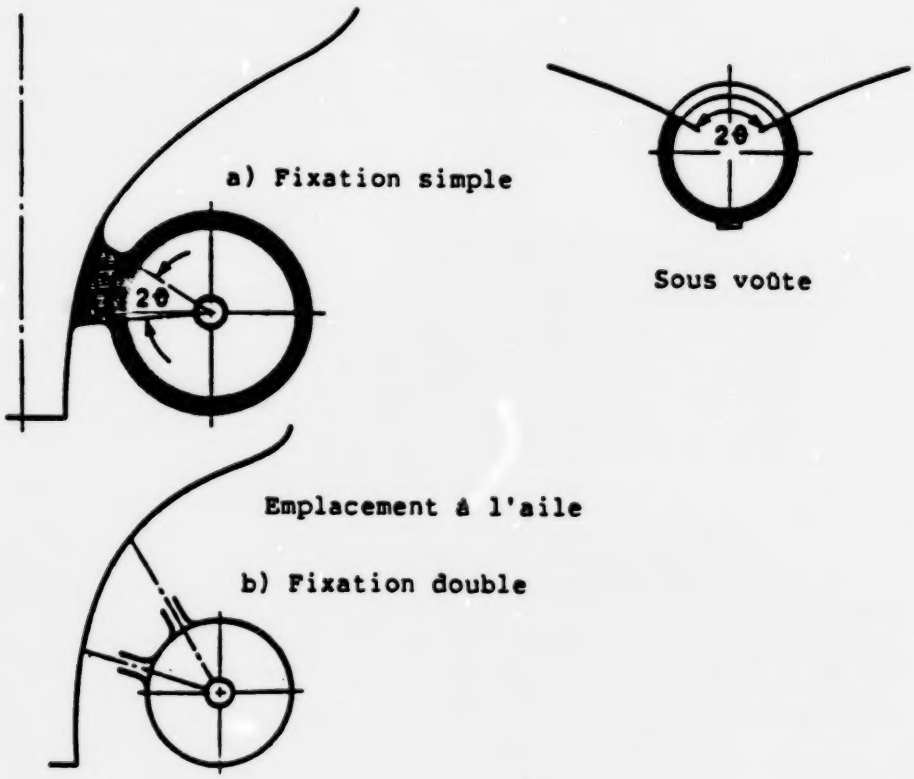


Figure 2 Mode de jonction à la coque

6. CARACTÉRISTIQUES DES GLACES

Les bergy bits, bourguignons, crêtes de glaces de plusieurs années et glaces de l'année sont, en principe, les obstacles pouvant heurter les tuyères. Les trois premiers, considérés comme étant de faible mobilité, sont caractérisés par une résistance à l'écrasement maximale de 5 MPa. Elles peuvent heurter la tuyère par le côté et par le fond.

7. CAS D'INTERACTION POSSIBLES

Trois cas d'interaction navires-glaces sont possibles. Ils sont schématisés dans la figure 3 comme suit:

choc vertical: échouage sur les glaces
choc latéral: embardée contre les glaces
choc longitudinal: coup de bélier.

L'analyse à une dimension s'est révélée insuffisante pour prédire la gamme des forces d'impact possibles. Un modèle informatisé permettant de simuler l'interaction navire-glaces et appelé ICESIM a été utilisé pour un nombre restreint de situations, faisant intervenir deux navires déplaçant 30 000 et 300 000 tonnes respectivement, des tuyères de différentes tailles et, pour le premier navire, différents emplacements de tuyères. La simulation a débouché sur les constatations suivantes:

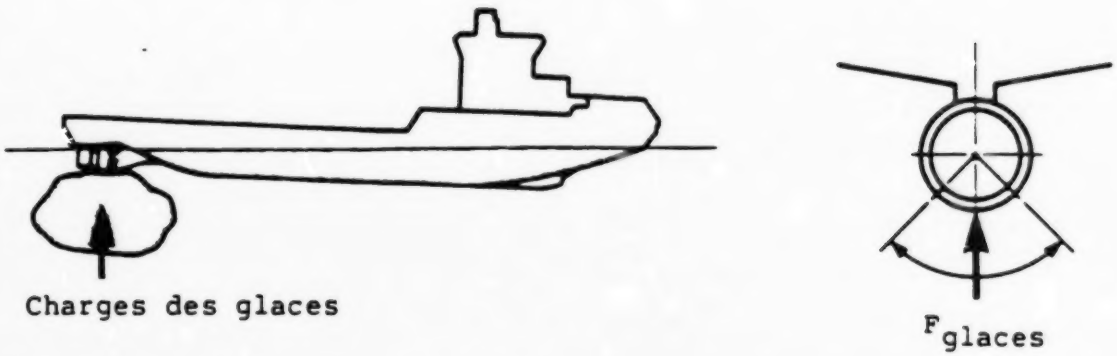
- La charge maximale des glaces croît en amplitude proportionnellement avec l'accroissement de déplacement du navire.

- La charge maximale des glaces croît en amplitude proportionnellement avec l'accroissement de la résistance à l'écrasement.

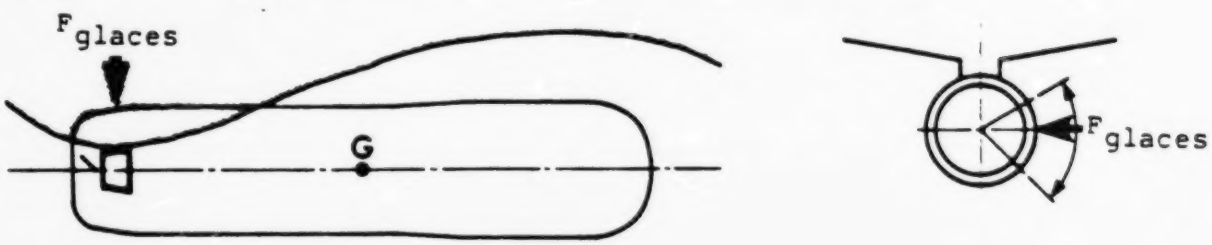
- À cause de l'emplacement central de la tuyère sur un navire à hélice unique, la réponse en roulis du navire n'est pas aussi élevée que celle d'un autre équipé de deux hélices à tuyère, toutes choses étant égales, par ailleurs. Il s'ensuit qu'une tuyère centrale peut engendrer des contraintes plus élevées que les tuyères latérales d'un navire à deux hélices, le déplacement étant égal. Cependant, étant donné la protection supplémentaire dont bénéficie une tuyère dans l'axe du navire, les charges qu'elle subit devraient être moins fortes que celles s'exerçant sur des tuyères excentrées (navires à deux hélices).

- Les chocs latéraux produisent des contraintes plus intenses que les chocs verticaux.

Cas 1 - Échouage sur les glaces



Cas 2 - Embardée contre les glaces



Cas 3 - Coup de bélier

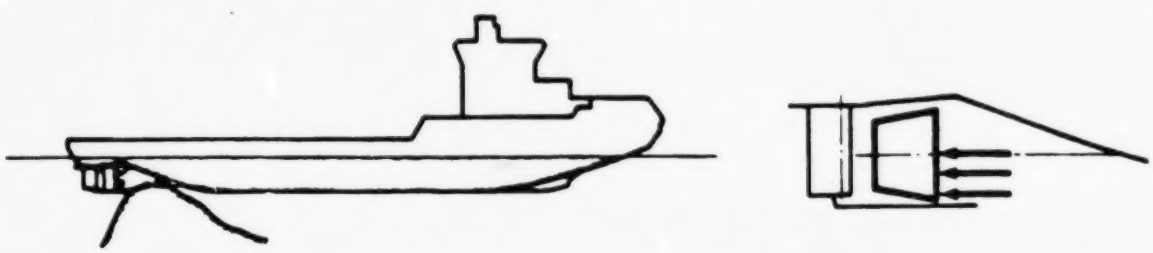


Figure 3 Cas d'interaction possibles

8. MODÈLE ANALYTIQUE

La modélisation analytique a été choisie parce qu'elle était la mieux adaptée à une étude générale des critères de résistance. Une série de tuyères couvrant toute la gamme des applications possibles ont été étudiées, partant de la tuyère NSMB 37 prise comme schéma de base. Trois rapports épaisseur/longueur, (s/ℓ) différents ont été retenus: 0,20, 0,23 et 0,26.

Une étude sur l'influence du rapport s/ℓ sur le comportement hydrodynamique de la tuyère a montré que celui-ci ne se détériorait pas avec l'accroissement de l'épaisseur.

Quant aux efforts tranchants et circonférentiels, il a été démontré que leur influence sur les déformations de la section annulaire restait faible. De sorte qu'il devient possible d'utiliser les équations générales d'équilibre des poutres circulaires à profil mince pour calculer:

- les moments fléchissants
- les efforts tranchants
- les efforts circonférentiels
- les déplacements

en fonction de la configuration de la tuyère et de la charge appliquée.

Pour cela, deux cas d'espèce ont été approfondis:

- le choc latéral
- le choc vertical

Considérant une charge unité, une tuyère à fondation supérieure infiniment rigide mais dépourvue de fondation inférieure et un bordé intérieur et extérieur d'égale épaisseur, on arrive aux conclusions suivantes:

- Les chocs latéraux produisent des contraintes plus intenses que les chocs verticaux;

- les contraintes maximales dans la tuyère naissent du côté de la fondation le plus proche du point d'impact;

- les contraintes de flexion sont supérieures aux contraintes de cisaillement et à celles dues aux efforts circonférentiels;

- les contraintes les plus élevées naissent dans le bordé intérieur, celui-ci étant alors sollicité en compression;

- lorsque les contraintes dans le bordé intérieur atteignent la limite d'élasticité de celui-ci, les flexions dans la section annulaire restent dans les limites acceptables: 1 p. 100 du rayon;

- un angle de fondation accru entraîne une réduction sensible des contraintes de flexion;

- répartir la charge sur le périmètre n'apporte pas de réduction sensible dans les contraintes de flexion maximales, comparativement aux contraintes dues à une charge équivalente concentrée;

- les contraintes les plus élevées sont dues à une charge impactant la tuyère à 105° de sa partie la plus basse. En faisant varier l'angle de fondation supérieur entre 0° et 20°, on ne constate aucune réduction sensible dans les contraintes;

- une charge unité axiale suscite des contraintes beaucoup plus faibles qu'une charge unité radiale;

- deux formules ont été mises au point pour calculer approximativement l'effort maximal (Fmax) en tonnes causant une déformation permanente dans le bordé intérieur au droit de la fondation. Lorsque la tuyère est déjà dimensionnée et que l'on connaît son module de résistance, on peut utiliser la formule suivante:

$$F_{max} = Z \times \sigma y/(R \times 1{,}04\ (,645 - (\theta°/213))$$

où:

Z = module de résistance de la tuyère
R = rayon moyen de la tuyère
$\theta°$ = demi-angle de fondation supérieur ($\theta \leq 90°$)
σ_y = limite d'élasticité du matériau

Toutes les unités doivent appartenir à un même système.

Si, au stade de l'étude préliminaire, on ne connaît que les dimensions générales, on utilise alors la formule suivante:

$$F_{max} = D \times t_{pl} \times \sigma_y \times (471/(137 - \theta°)) \times (\ell/D)/(1+D/s)$$

où:

t_{pl} = épaisseur du bordé (tenue comme pour être constante)
ℓ = longueur du profil
D = diamètre de la tuyère
s = épaisseur du profil

Là aussi, toutes les unités doivent appartenir à un même système.

La figure 4 montre la résistance des tuyères prises en compte, en fonction du diamètre.

- Une étude sommaire du comportement vibratoire de la tuyère ne montre aucun danger de résonance avec les vibrations dues à la rotation des pales.

- Une étude sommaire de la résistance au flambage de la tuyère ne montre aucun danger de flambage de la structure.

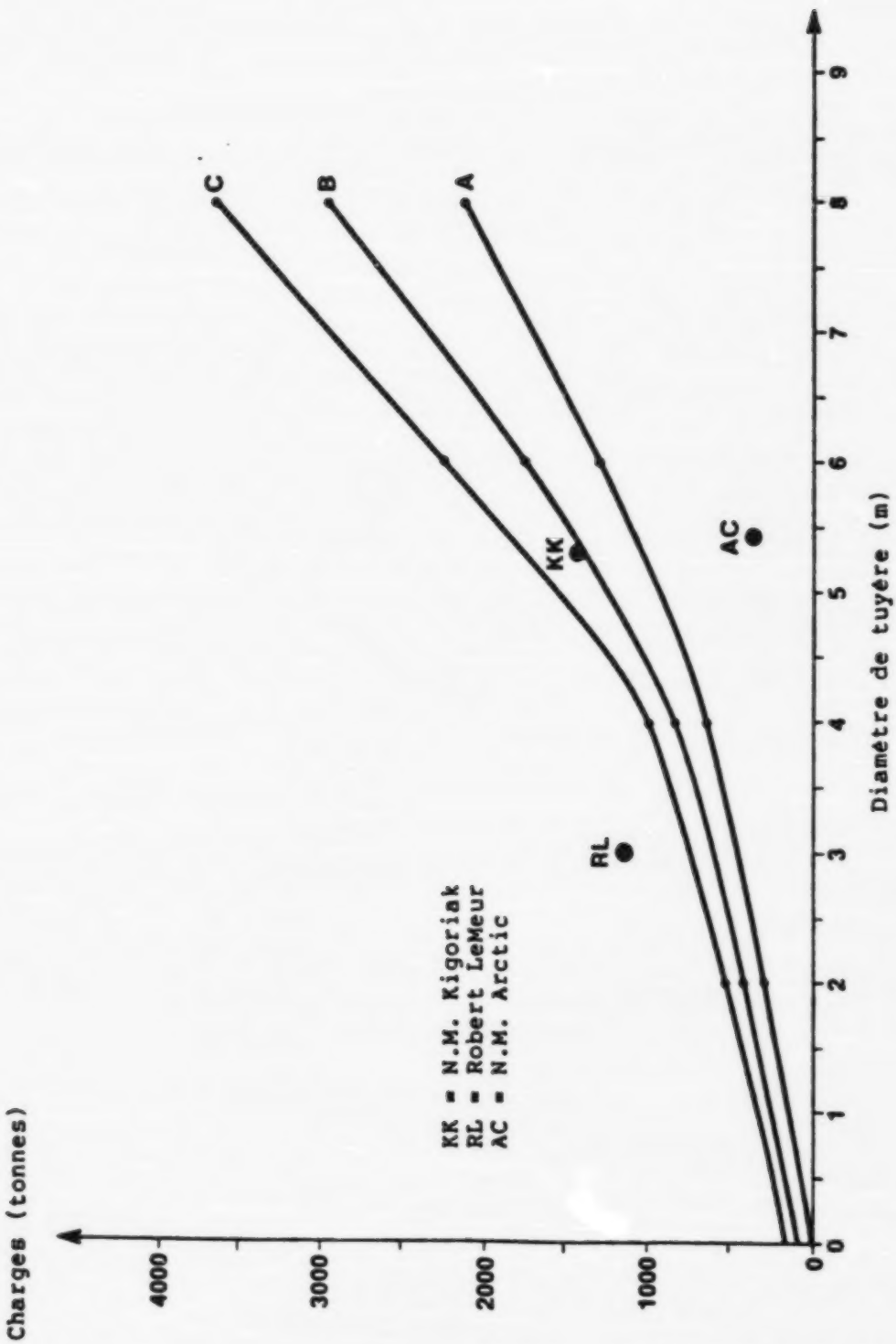


Figure 4 Résistance des tuyères en fonction du diamètre

9. MÉTHODE DES ÉLÉMENTS FINIS

Les chercheurs ont procédé à l'étude de la structure d'une tuyère de 6 m de diamètre, et de sa fondation, par la méthode des éléments finis. Les éléments pris en compte dans cette modélisation sont schématisés à la figure 5. En faisant varier les paramètres clés lors des différents passages machine, on a mis en lumière les points suivants:

- Le résultat du modèle analytique utilisant les équations générales d'équilibre des poutres circulaires à profil mince se compare bien aux prévisions obtenues par la méthode des éléments finis quant aux moments fléchissants, aux efforts tranchants et aux efforts circonférentiels sur tout le pourtour de la section annulaire à l'exception de sa jonction avec la fondation.

- À cet endroit précis, le moment fléchissant obtenu par la méthode des éléments finis est de 10 p. 100 environ inférieur à celui montré par la méthode analytique. La figure 6 montre la distribution des moments fléchissants par la méthode des éléments finis, comparativement à la méthode analytique.

- Ni l'épaisseur du profil ni le rayon de la tuyère n'a une influence sur les coefficients des moments fléchissants exprimant le rapport du moment fléchissant en un point donné au produit de l'effort par le rayon.

- Les déplacements de la section annulaire sont beaucoup plus importants que selon le modèle analytique, sous l'influence des déformations, tant de la fondation que du bordé. La fondation prise en compte par la méthode des éléments n'avait pas la raideur suffisante pour résister à la charge.

Figure 5 Échantillonnages pris en compte lors de l'étude par la méthode des éléments finis

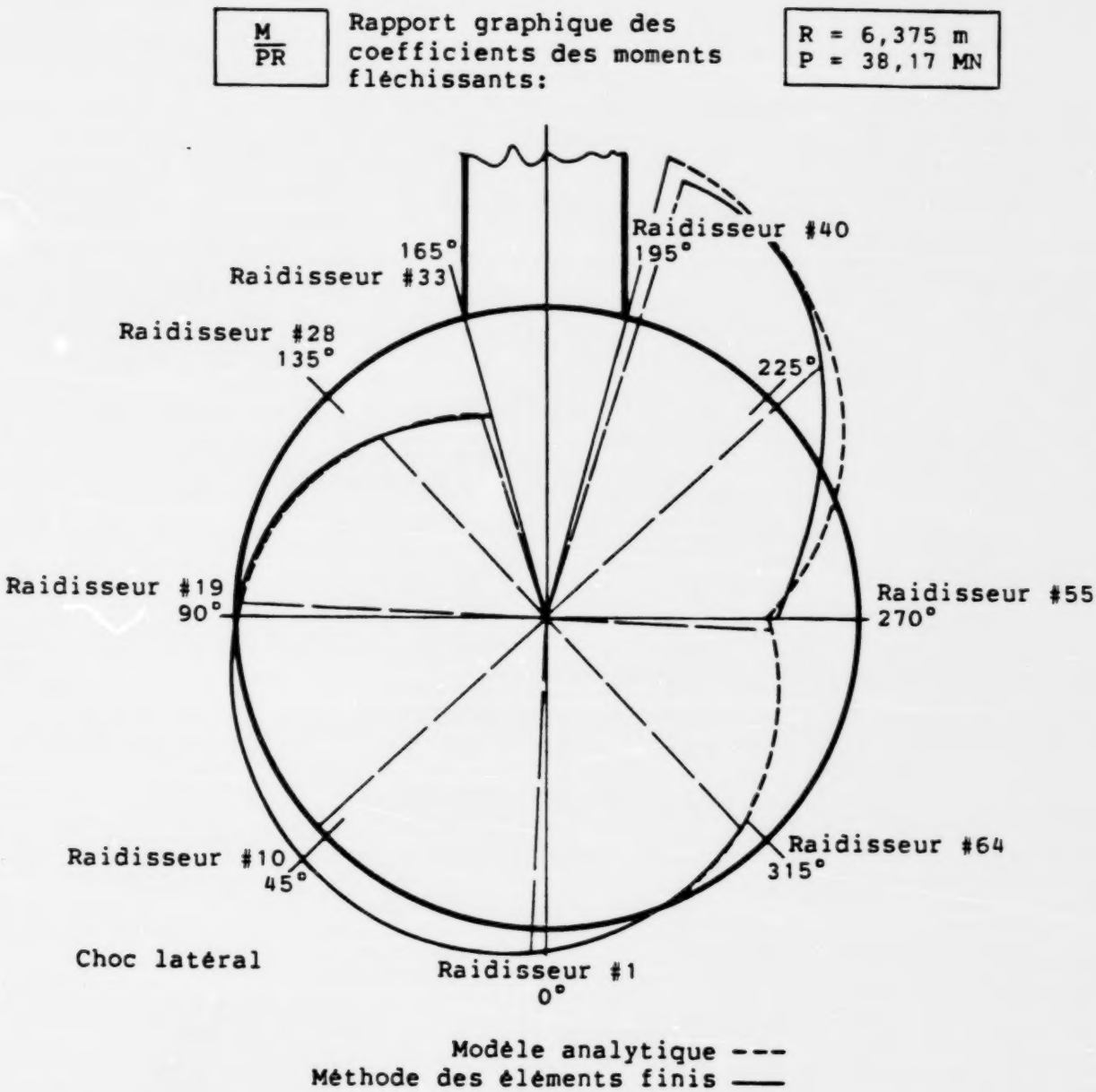


Figure 6 Distribution comparative des moments fléchissants: modèle analytique et éléments finis

10. CRITÈRES DE DIMENSIONNEMENT SUGGÉRÉS AUX POUVOIRS RÉGLEMENTAIRES

a) Critères de résistance d'ensemble

Deux approches parallèles sont possibles:

Dimensionnement en fonction de la charge des glaces

Lorsque toute latitude est donnée dans la forme et l'échantillonnage de la tuyère, le seul critère à retenir est celui de la résistance à la charge des glaces, laquelle est égale à:

$$(F)glaces = K_1 \times K_2 \times (\Delta HP)\beta$$ (voir l'alinéa 10.3, tome 1 du rapport final

où:

K_1 = facteur d'emplacement de la tuyère
K_2 = facteur relatif à la cote arctique du navire
Δ = déplacement en tonnes x 10^{-3}
$(F)glaces$ = charge nominale des glaces, en tonnes
HP = puissance nominale en HP x 10^{-3}

Pour K_1, les valeurs à retenir, en attendant qu'elles soient confirmées après calage du modèle par des essais en grandeur réelle, sont les suivantes:

K_1 = 1 dans le cas d'un navire à une hélice
K_1 = 1,2 dans le cas d'un navire à deux hélices

Si la puissance est exprimée en mégawatts, alors

K_1 = 1,04 dans le premier cas, et
K_1 = 1,25 dans le deuxième cas

Les valeurs à être provisoirement données au facteur K_2 peuvent être tirées de la formule suivante:

K_2 = 100 + 60 x cote arctique du navire selon les réglements sur la prévention de la pollution dans l'Arctique

Quant au coefficient β fixé à 0,137, il doit lui aussi être confirmé après calage du modèle.

Les tableaux suivants donnent quelques valeurs à retenir pour la charge des glaces, Fglaces, exprimée en tonnes.

COTE ARCTIQUE 2

HP	Δ 2 000	4 000	10 000	20 000	30 000
5 000	301	332	376	413	437
10 000	332	365	413	454	480
15 000	350	385	437	481	508
20 000	365	401	455	500	528

COTE ARCTIQUE 10

HP	Δ 30 000	60 000	90 000	300 000
30 000	1 777	1 955	2 066	2 437
60 000	1 955	2 150	2 272	2 680
90 000	2 066	2 272	2 402	2 833

Dimensionnement en fonction des paramètres de résistance

1. Le module de résistance d'ensemble minimum est égal à:

$$Z \geq K \times F_{glaces} \times R \times 1{,}04 \times (0{,}645 - \theta/213°)/\sigma_y$$

où:

Z = module de résistance, en cm^3
K = facteur de sécurité provisoirement fixé à l'unité
F_{glaces} = charge des glaces ainsi que définie ci-haut
$\theta°$ = demi-angle de fondation supérieur, en degrés
σ_y = limite d'élasticité en tonnes/cm^2
R = rayon efficace de la tuyère, en cm entre l'axe de l'arbre et le centre de gravité du profil

2. Lorsque la limite d'élasticité est de 360 PMa ou moins, les flexions dans la section annulaire ne devront faire l'objet d'aucune attention particulière; cependant, lorsqu'elle est supérieure à cette valeur, le moment d'inertie minimum de la section doit être égal à:

$$I_{min} \geq \times 22{,}8 \times F_{glaces} \times R^3/ER_o$$ (voir l'alinéa 10.4 du rapport final)

où:

R_o = rayon du bordé intérieur, en cm
E = module d'élasticité, en GN/m^2
I_{min} = moment d'inertie minimum, en cm^4

Pour cette formule, la valeur, du demi-angle de fondation supérieur est de 15 degrés. Pour les autres valeurs de ce demi-angle, voir le chapitre 8 du tome 1.

3. La plus petite aire de cisaillement radial ($A_{cisail.}$) doit être au moins égale à 0,9 x F_{glaces}/τ, le dernier symbole représentant la résistance à l'effort tranchant.

4. La plus petite aire de cisaillement axial au droit de la jonction avec la plaque de fondation ne doit pas être inférieure à celle de la formule suivante:

$$(A_{cisail.})axial > F_{glaces}/\tau$$

Cette dernière sous-entend un facteur de sécurité de 2. Cette aire devra, dans la mesure du possible, être répartie entre la jonction supérieure et la jonction inférieure.

b) Critères de résistance locale

Pour le dimensionnement du bordé extérieur et des raidisseurs, on retiendra la valeur de la charge des glaces à l'arrière multipliée par un facteur de sécurité, comme suit:

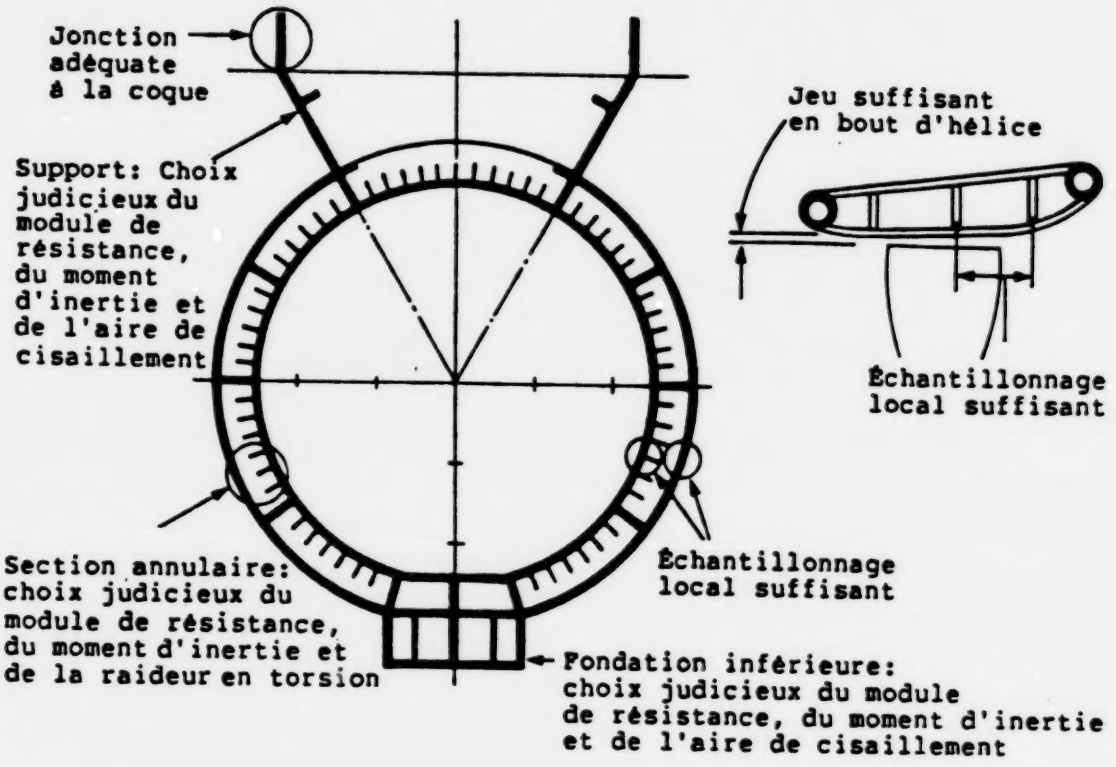
Résistance de la tuyère = Charge des glaces à l'arrière x 1,5

Support

La tuyère devra être supportée en ses parties supérieure et inférieure par la structure arrière du navire. À moins que le support inférieur ne soit de fortes dimensions, on ne devrait en tenir compte dans le calcul de la résistance à donner à la tuyère que si on prévoit des charges longitudinales.

La raideur du support doit être suffisante pour garder dans les limites prévues les déplacements de la section annulaire attribuables aux déformations du support. Sous réserve d'une recherche ultérieure sur l'influence de cette raideur, ces déplacements ne doivent pas dépasser 25 p. 100 du déplacement total dû aux chocs latéraux.

Les critères de résistances d'ensemble et locale sont schématisés à la figure 7.



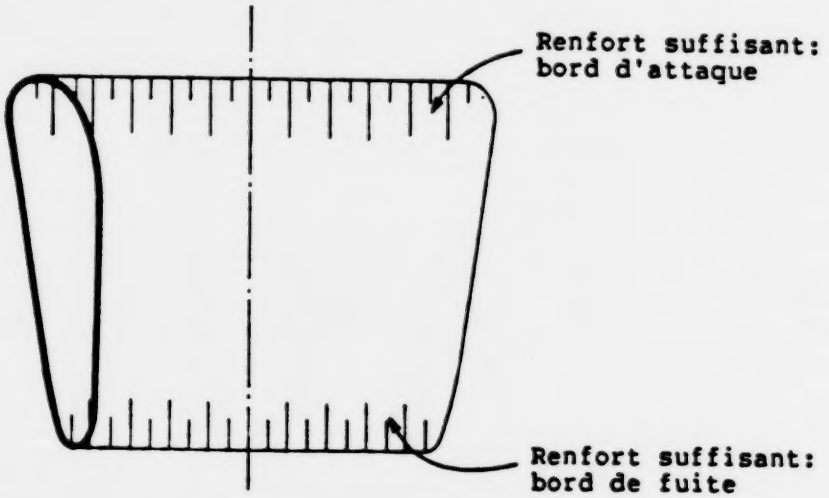


Figure 7 Calcul de la résistance d'ensemble et locale

11. PRÉPARATIONS POUR LE CALAGE DU MODÈLE ANALYTIQUE PAR DES ESSAIS EN GRANDEUR RÉELLE

Il est proposé de lancer un programme de recherche exhaustif dans le but de faire le calage de l'expression suivante, en fonction d'un navire précis:

$$F_{max} = K^1 \times K^2 (\Delta HP)^{\beta}$$

Étant donné qu'il a été jugé extrêmement difficile et onéreux de procéder à une instrumentation complète d'une tuyère existante dans le but de mesurer les contraintes qui s'y exercent, il a été jugé préférable de se contenter d'une instrumentation restreinte de la tuyère. Un programme d'essais a été élaboré à l'égard d'un navire en construction, d'une cote arctique élevée (au moins 4). Ce programme prévoit ce qui suit:

- dimensionnement de la tuyère en fonction de la réglementation proposée;
- établissement d'un modèle de la tuyère et de la fondation par la méthode des éléments finis dans le but de déterminer le comportement de la structure sous les charges qui s'exercent sur elle et de choisir le lieu d'implantation des instruments de mesure;
- mise en place des instruments et étalonnage de ceux-ci;
- essais en grandeur réelle;
- analyse des résultats.

12. CALCUL DES STRUCTURES ASSISTÉ PAR ORDINATEUR

Une série de programmes informatiques a été élaborée pour évaluer la résistance d'une tuyère à l'étape de sa conception. Ces programmes permettent de calculer: les moments fléchissants, les efforts tranchants, les efforts circonférentiels, les réactions dans la fondation pour toute combinaison de tuyère et de direction de charge. Quant au régime de charge, il peut, au choix, être soit ponctuel, soit uniformément réparti.

Pour avoir une idée de la résistance qu'il faut donner à une tuyère, il suffit d'entrer les caractéristiques et dimensions connues de la structure et des matériaux utilisés.

13. CONCLUSIONS

1. La résistance d'une tuyère croît avec son diamètre. Le taux d'accroissement de la résistance dépend de l'épaisseur du bordé et de ses caractéristiques géométriques.

2. Cette résistance croît avec l'épaisseur du profil, sa longueur ou les deux, sans que le comportement hydrodynamique ne soit sensiblement affecté par l'une ou par l'autre.

3. Les contraintes dominantes sont les contraintes de compression dues aux efforts de flexion et circonférentiels. Le bord intérieur sollicité en compression atteindra la limite d'élasticité avant le bordé extérieur.

4. Les chocs latéraux produisent des contraintes plus intenses que les chocs verticaux ou longitudinaux, à intensité égale.

5. Les contraintes maximales naissent à proximité de la jonction avec la fondation.

6. Le modèle analytique rend bien compte des contraintes, sauf dans la zone à proximité des jonctions où la souplesse de la fondation a pour effet de réduire l'intensité des contraintes.

7. Les déformations de la section annulaire peuvent être tenues pour négligeables dans le calcul de la structure, seulement pour des fondations infiniment rigides. Autrement, elles sont un facteur déterminant.

8. Une tuyère de 2 m de diamètre peut résister à des charges radiales de quelque 400 tonnes. À 8 m de diamètre, elle peut résister à des charges radiales de 3 000 tonnes à un angle de fondation de 15 degrés.

9. Le programme ICESIM a permis de trouver la corrélation générale entre la charge des glaces, d'une part, et, d'autre part, le déplacement du navire, le nombre d'hélices et la résistance à l'écrasement en valeurs absolues ne sauraient être utilisées dans les calculs avant le calage du modèle par des essais en grandeur réelle.

10. Si les essais en grandeur réelle mettent en lumière des charges supérieures à celles prévues dans la réglementation proposée, l'écart observé pourra être aisément pris en compte par un accroissement dans l'angle de fondation, l'épaisseur des bordés et l'épaisseur du profil accompagné ou non d'une longueur accrue de ce profil. Ainsi, par exemple, une tuyère 4C ayant 50 mm d'épaisseur de bordé et un angle de 60° aura sa résistance portée à 5 850 tonnes.

14. RECOMMANDATIONS

La marche à suivre recommandée pour le dimensionnement d'une tuyère est la suivante, connaissant:

- le déplacement et la puissance du navire,
- sa cote arctique,
- le diamètre de la tuyère et le profil de la section annulaire,
- l'angle de fondation supérieur,
- le positionnement de la tuyère: central ou excentré.

1. Calculer la charge des glaces:

   $F_{glaces} = K^1 \times K^2 \times (\Delta_{HP})^{\beta}$

2. Dimensionner le bordé extérieur, connaissant la charge des glaces:

   Résistance tuyère = Charges des glaces à l'arrière x 1,5

3. Calculer le module de résistance du profil de tuyère, profil de forme rectangulaire pour simplifier les calculs:

4. Calculer la résistance maximale de la tuyère utilisant la formule:

   $F_{max} = Z \times \sigma y/R \times 1{,}04\ (,645 - \theta/213)$

5. Comparer F_{max} à F_{glaces}. Si la première est inférieure à la deuxième, augmenter la valeur de l'un ou de plusieurs des éléments suivants:

   - angle de fondation
   - épaisseur du bordé
   - épaisseur du profil de section
   - résistance du matériau

6. Déterminer la plus petite aire de cisaillement tant axial que longitudinal conformément à l'alinéa 10.4.

7. Vérifier les autres éléments, comme:

   - la fondation inférieure
   - le moment d'inertie
   - le nombre d'âmes annulaires

La marche à suivre est donnée en plus de détails au chapitre 10 du tome 1 du rapport principal.

8. Si on cherche à optimiser la structure de la tuyère, il y aura lieu d'utiliser les programmes informatiques élaborés pour le calcul détaillé des contraintes dans la section annulaire.

Recherches ultérieures proposées

Il est en outre recommandé de lancer:

- une étude de l'influence des fondations supérieure et inférieure sur la tenue de la tuyère aux charges des glaces;

- une étude d'optimisation de la structure de tuyère en faisant varier les caractéristiques de la section annulaire sur son pourtour (et notamment à la jonction avec la fondation) de manière à les faire correspondre à la distribution des contraintes;

- une étude sur l'influence de la vélocité des impacts et de la distribution des pressions surfaciques sur l'intensité des charges des glaces s'exerçant sur les tuyères. Bien que le programme ambitieux proposé dans la partie 9 soit considéré comme nécessaire à long terme, un programme de mesurage plus modeste est recommandé pour le N.M. Kigoriak dans le but de rassembler des statistiques sur les contraintes dans les tuyères tout au long d'une saison de navigation. Le résultat devra alors être comparé à celui de l'étude par la méthode des éléments finis de la tuyère et de son appui, de façon à pouvoir déterminer les charges susceptibles de s'exercer dans des conditions glacielles aussi larges que possible.